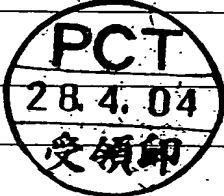


特許協力条約に基づく国際出願願書

原本(出願用)

0	受理官庁記入欄	
0-1	国際出願番号	
0-2	国際出願日	
0-3	(受付印)	



0-4	様式-PCT/RO/101 この特許協力条約に基づく国際出願願書は、	
0-4-1	右記によって作成された。	PCT-SAFE [EASY mode] Version 3.50 (Build 0002.150)
0-5	申立て 出願人は、この国際出願が特許協力条約に従って処理されることを請求する。	
0-6	出願人によって指定された受理官庁	日本国特許庁 (RO/JP)
0-7	出願人又は代理人の書類記号	BB117604K-P
I	発明の名称	負圧倍力装置
II	出願人	
II-1	この欄に記載した者は	出願人である (applicant only)
II-2	右の指定国についての出願人である。	米国を除く全ての指定国 (all designated States except US)
II-4ja	名称	株式会社 ボッシュオートモーティブシステム
II-4en	Name:	BOSCH AUTOMOTIVE SYSTEMS CORPORATION
II-5ja	あて名	1508360 日本国
II-5en	Address:	東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号 6-7, Shibuya 3-Chome, Shibuya-Ku, Tokyo 1508360 Japan
II-6	国籍(国名)	日本国 JP
II-7	住所(国名)	日本国 JP
II-8	電話番号	0493-21-6214
II-9	ファクシミリ番号	0493-21-6338


特許協力条約に基づく国際出願願書

原本(出願用)

III-1	その他の出願人又は発明者	出願人及び発明者である (applicant and inventor) 米国のみ (US only) 森 泰士 MORI, Yasushi 3550021 日本国 埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 株式会社 ボッシュオートモーティブシステム C/O BOSCH AUTOMOTIVE SYSTEMS CORPORATION, 11-6, Shinmei-Cho 2-Chome, Higashimatsuyama-Shi, Saitama 3550021 Japan 日本国 JP 日本国 JP
III-1-1	この欄に記載した者は	
III-1-2	右の指定国についての出願人である。	
III-1-4ja	氏名(姓名)	
III-1-4en	Name (LAST, First):	
III-1-5ja	あて名	
III-1-5en	Address:	
III-1-6	国籍(国名)	日本国 JP
III-1-7	住所(国名)	日本国 JP
IV-1	代理人又は共通の代表者、通知のあて名 下記の者は国際機関において右記のごとく 出願人のために行動する。	代理人 (agent) 青木 健二 AOKI, Kenji 1100005 日本国 東京都台東区上野3丁目16番3号 上野鈴木ビル7 階 梓特許事務所 AZUSA PATENT OFFICE, Ueno-Suzuki Bldg. 7th Floor, 16-3, Ueno 3-Chome, Taito-Ku, Tokyo 1100005 Japan 03-3834-4360 03-3834-4350 azusapat@opal.famille.ne.jp
IV-1-1ja	氏名(姓名)	
IV-1-1en	Name (LAST, First):	
IV-1-2ja	あて名	
IV-1-2en	Address:	
IV-1-3	電話番号	
IV-1-4	ファクシミリ番号	
IV-1-5	電子メール	
IV-2	その他の代理人	
IV-2-1ja	氏名	筆頭代理人と同じあて名を有する代理人 (additional agent(s) with the same address as first named agent) 阿部 龍吉; 蛭川 昌信; 白井 博樹; 内田 亘彦; 菅井 英雄; 荏澤 弘; 米澤 明; 飯高 勉 ABE, Ryukichi; HIRUKAWA, Masanobu; SHIRAI, Hiroki; UCHIDA, Nobuhiko; SUGAI, Hideo; NIRASAWA, Hiroshi; YONEZAWA, Akira; IITAKA, Tsutomu
IV-2-1en	Name(s)	
V	国の指定	
V-1	この願書を用いてされた国際出願は、規則 4.9(a)に基づき、国際出願の時点で拘束さ れる全てのPCT締約国を指定し、取得しうる あらゆる種類の保護を求め、及び該当する 場合には広域と国内特許の両方を求める 国際出願となる。	

特許協力条約に基づく国際出願願書

原本(出願用)

VI-1	先の国内出願に基づく優先権主張		
VI-1-1	出願日	2003年 05月 16日 (16. 05. 2003)	
VI-1-2	出願番号	2003-138229	
VI-1-3	国名	日本国 JP	
VI-2	優先権証明書送付の請求 上記の先の出願のうち、右記の番号のものについては、出願書類の認証謄本を作成し国際事務局へ送付することを、受理官庁に対して請求している。	VI-1	
VII-1	特定された国際調査機関(ISA)	日本国特許庁 (ISA/JP)	
VIII	申立て	申立て数	
VIII-1	発明者の特定に関する申立て	-	
VIII-2	出願し及び特許を与えられる国際出願日における出願人の資格に関する申立て	-	
VIII-3	先の出願の優先権を主張する国際出願日における出願人の資格に関する申立て	-	
VIII-4	発明者である旨の申立て(米国を指定国とする場合)	-	
VIII-5	不利にならない開示又は新規性喪失の例外に関する申立て	-	
IX	照合欄	用紙の枚数	添付された電子データ
IX-1	願書(申立てを含む)	4	-
IX-2	明細書	19	-
IX-3	請求の範囲	1	-
IX-4	要約	1	✓
IX-5	図面	6	-
IX-7	合計	31	
IX-8	添付書類 手数料計算用紙	添付 ✓	添付された電子データ -
IX-17	PCT-SAFE 電子出願	-	✓
IX-18	その他:	納付する手数料に相当する特許印紙を貼付した書面	
IX-18	その他:	国際事務局の口座への振込を証明する書面	
IX-19	要約書とともに提示する図の番号	FIG. 4	
IX-20	国際出願の使用言語名	日本語	
X-1	出願人、代理人又は代表者の記名押印		
X-1-1	名称	青木, 健二	
X-1-2	署名者の氏名		
X-1-3	権限		

特許協力条約に基づく国際出願願書

原本(出願用)

受理官庁記入欄

10-1	国際出願として提出された書類の実際の受理の日	
10-2	図面	
10-2-1	受理された	
10-2-2	不足図面がある	
10-3	国際出願として提出された書類を補充する書類又は図面であってその後期間内に提出されたものの実際の受理の日(訂正日)	
10-4	特許協力条約第11条(2)に基づく必要な補充の期間内の受理の日	
10-5	出願人により特定された国際調査機関	ISA/JP
10-6	調査手数料未払いにつき、国際調査機関に調査用写しを送付していない	

国際事務局記入欄

11-1	記録原本の受理の日	
------	-----------	--

PCT手数料計算用紙(願書付属書)

原本(出願用)

[この用紙は、国際出願の一部を構成せず、国際出願の用紙の枚数に算入しない]

0	受理官庁記入欄			
0-1	国際出願番号			
0-2	受理官庁の日付印			
0-4	様式-PCT/RO/101(付属書) このPCT手数料計算用紙は、 0-4-1 右記によって作成された。	PCT-SAFE [EASY mode] Version 3.50 (Build 0002.150)		
0-9	出願人又は代理人の書類記号	BB117604K-P		
2	出願人	株式会社 ボッシュオートモーティブシステム		
12	所定の手数料の計算	金額/係数	小計 (JPY)	
12-1	送付手数料 T	⇒	13000	
12-2-1	調査手数料 S	⇒	97000	
12-2-2	国際調査機関	JP		
12-3	国際出願手数料 (最初の30枚まで) i1	116000		
12-4	30枚を越える用紙の枚数	1		
12-5	用紙1枚の手数料 (X)	1200		
12-6	合計の手数料 i2	1200		
12-7	i1 + i2 = i	117200		
12-12	EASYによる減額 R	-8300		
12-13	国際出願手数料の合計 (i-R) I	⇒	108900	
12-14	優先権証明書請求手数料 優先権証明書を請求した数	0		
12-15	1優先権証明書当たりの手数料 (X)	1400		
12-16	優先権証明書請求手数料の合計: P	⇒		
12-17	納付すべき手数料の合計 (T+S+I+P)	⇒	218900	
12-19	支払方法	送付手数料: 特許印紙 調査手数料: 特許印紙 国際出願手数料: 銀行口座への振込み 優先権証明書請求手数料: 予納口座引き落としの承認		
出願人による言及				
13-1-1	出願人による言及	9478 弁理士 青 木 健 二		

PCT

原本(出願用)

13-1-1	出願人による言及	9 4 7 8 弁理士 青 木 健 二
13-2-4	出願人による言及 優先権	Yellow この国際出願に対しては、国内優先権制度に関する国内法令が適用されます。日本の指定を取り下げるか、あるいは国内優先権主張を取り下げない限り、先の国内出願は、優先日から15ヶ月を経過したのち、取り下げられたものとみなされます。いずれの取下げであっても、先の出願が取り下げられる前に行われなければなりません。
13-2-7	出願人による言及 内訳	Yellow! すべての出願人が願書に署名(記名押印)をしない限り、委任状又は包括委任状の写しを添付する必要性があります。
13-2-10	出願人による言及 注釈	Green? 願書に表示しなければならない通常の項目はすべて他のPCT-EASYの機能で入力することができます。言及を用いた表示の有効性について確認してください。

明細書

負圧倍力装置

背景技術

本発明は、ブレーキ倍力装置等に用いられる負圧倍力装置の技術分野に関し、特に、車両重量が大きい車輛等の通常ブレーキ作動時の減速度がペダルストローク量に応じて得られる車両におけるブレーキシステムのブレーキ倍力装置等に用いられる負圧倍力装置の技術分野に関するものである。

従来、乗用車等の自動車のブレーキシステムにおいては、ブレーキ倍力装置に負圧を利用した負圧倍力装置が用いられている。このような従来の一般的な負圧倍力装置では、パワーピストンで通常時負圧が導入される定圧室と圧力が変わる変圧室とに区画されている。そして、ブレーキペダルの通常の踏み込みによる通常ブレーキ作動時に、入力軸の前進で制御弁が切り換わり、変圧室に大気が導入される。すると、変圧室と定圧室との間に差圧が生じてパワーピストンが前進するので、負圧倍力装置がペダル踏力による入力軸の入力を所定のサーボ比で倍力して出力する。この負圧倍力装置の出力により、マスタシリンダがマスタシリンダ圧を発生し、このマスタシリンダ圧でホイールシリンダが作動して通常ブレーキが作動する。

ところで、1BOX車やRV車等の車輛においては、近年、車両重量や積載荷重が増加する傾向にある。このため、このような車輛では、これらの車両重量や積載荷重の増加に伴い、通常ブレーキ作動時に必要とするブレーキ操作量（ペダルストローク量）が増加することになる。このように、通常ブレーキ作動時において運転者のブレーキ操作量が増加するため、ブレーキフィーリングが良好であるとは言えない。

一方、小さなペダル踏力つまり小さな入力でも大きな出力を得て、緊急時にブレーキアシスト（以下、BAともいう）作動を行うことができる負圧倍力装置が特開2001-341632号公報において提案されている。この特開2001-341632号公報に開示の負圧倍力装置では、ペダル踏込速度に対応する入力ロッドの移動速度が通常ブレーキ作動時より大きい場合であっても、入力ロッ

ドに加えられる入力が入力値より小さいときはBA作動が行われず、入力ロードに加えられる入力が入力値以上であるときのみにBA作動が行われるようになっている。つまり、負圧倍力装置はBA作動時には同じ入力でも通常ブレーキ作動時より大きな出力を発生するようになる。換言すると、BA作動時には、負圧倍力装置は通常ブレーキ作動時より小さな入力でも大きな出力を発生する。このとき、この負圧倍力装置の入力ロードのストロークは通常ブレーキ作動で同じ大きな出力を得る場合のストロークに比べて短縮される。

また、ブレーキ倍力装置の制動初期にサーボ比を小さくし、制動後期にサーボ比を大きくすることが特開平11-278245号公報において提案されている。この特開平11-278245号公報に開示の負圧倍力装置では、反力機構にリアクションディスク、ばねおよび粘弾性手段を設け、通常ブレーキ作動時において反力を制動初期にはリアクションディスクを介して弁プランジャに伝達することでサーボ比を小さくし、制動後期にはリアクションディスクおよびばねを介して弁プランジャに伝達することでサーボ比を大きくしている。また、リアクションディスクおよび粘弾性手段により、ブレーキペダルの踏み込み時と解放時とでブレーキ倍力装置の出力の大きさが異なるヒステリシスを有している。このヒステリシスにより、ブレーキフィーリングを向上させている。

ところで、前述の特開2001-341632号公報に開示の負圧倍力装置を、通常ブレーキ作動時より高い減速度を必要とする車両に適用することにより、小さなペダル踏力で大きな減速度を得ることが考えられる。このとき、ペダルストロークが短縮されるので、ブレーキフィーリングが向上する。

しかしながら、この特開2001-341632号公報に開示の負圧倍力装置では、ペダル踏み込み速度が通常ブレーキ時より速い速踏み時のみ、BA作動が行われるとともにペダルストローク短縮の機能が発揮される。このため、ペダル踏み込み速度が速いとき以外は、ペダルストロークが短縮されないため、良好なブレーキフィーリングを得ることは難しい。また、BA機構の係合部の係合離脱などによる作動音の発生の問題が予想される。

また、前述の特開平11-278245号公報に開示の負圧倍力装置は、通常ブレーキ作動領域内での制動初期にサーボ比を小さくし、制動後期にサーボ比を

大きくするものである。したがって、この負圧倍力装置は、通常ブレーキ作動時より高い減速度を必要とする車輛のブレーキシステムに対しては考慮されていない。しかも、この負圧倍力装置では、ブレーキペダルの踏込み時と解放時でのヒステリシスにより、ブレーキフィーリングを向上させているものの、高い減速度作動時のペダルストロークの増大によるブレーキフィーリングの不良については考慮されていない。

発明の開示

本発明の目的は、所定出力より大きい出力領域での入力部材のストロークを短縮して、操作フィーリングを向上しつつ、構造がより簡単でかつ組立が容易であり、しかも安価な負圧倍力装置を提供することである。

この目的を達成するために、本発明の負圧倍力装置は、シェル内に対して進退自在に配設されたバルブボディと、このバルブボディに設けられて、前記シェル内を負圧が導入される定圧室と作動時に大気が入力される変圧室とに区画するパワーピストンと、入力軸に連結されかつ前記バルブボディ内に摺動自在に配設された弁プランジャと、この弁プランジャの作動により前記定圧室と前記変圧室との間の連通または遮断を制御する真空弁および前記変圧室と少なくとも大気との間を遮断または連通を制御する大気弁とを少なくとも備えている負圧倍力装置において、所定出力より大きい出力領域での前記入力軸の操作ストローク量を、前記所定出力以下の出力領域での出力に対する前記入力軸の操作ストローク量の変化率で変化した場合における、前記所定出力より大きい出力領域での前記入力軸の操作ストローク量より短縮させるストローク短縮機構を備えていることを特徴としている。

また、本発明は、前記ストローク短縮機構が、前記所定出力より大きい出力領域で作動して、前記大気弁の開弁量を通常作動時の開弁量より大きくする大気弁開弁量増大手段であり、この大気弁開弁量増大手段の作動は前記入力に応じた圧力により制御されることを特徴としている。

更に、本発明は、前記大気弁開弁量増大手段の作動を制御する圧力が、前記変圧室の圧力であることを特徴としている。

更に、本発明は、前記真空弁が弁体とこの弁体が着離座可能な真空弁座とを有するとともに、前記大気弁が前記弁体とこの弁体が着離座可能な大気弁座とを有し、更に、前記大気弁開弁量増大手段が、一端側に前記真空弁座が設けられた弁座部材を有しており、前記弁座部材が前記バルブボディに、前記所定出力以下の出力領域で位置する第1位置と前記所定出力より大きい出力領域で位置する第2位置との間で移動可能に設けられており、この弁座部材の移動が前記変圧室の圧力により制御されることを特徴としている。

更に、本発明は、前記弁座部材の移動が前記変圧室の圧力と前記定圧室の圧力との圧力差により制御されることを特徴としている。

このように構成された本発明の負圧倍力装置によれば、ストローク短縮機構により、所定出力より大きい出力領域では、入力軸の操作ストローク量を、この所定出力以下の出力領域での出力に対する入力軸の操作ストローク量の変化率で変化した場合における、所定出力より大きい出力領域での入力軸の操作ストローク量より短縮することができる。したがって、通常ブレーキ作動において出力が所定出力より大きくなっても、入力軸のストロークを増大させなく、良好な操作フィーリングを得ることができるようになる。

また、本発明の負圧倍力装置によれば、所定出力以下の出力領域では、ストローク短縮機構を構成する大気弁開弁量増大手段を作動させず、所定出力以下の出力領域では、比較的小さな出力を発生させ、また、所定出力より大きい出力領域では大気弁開弁量増大手段を作動させて大気弁の開弁量を所定出力以下の出力領域での開弁量より大きくしているので、この所定出力より大きい出力領域では、比較的大きな出力を発生させることができる。このとき、大気弁開弁量増大手段の作動を入力軸の入力に応じた圧力で制御しているため、入力軸のストロークに影響することなく大気弁開弁量増大手段を作動することができる。したがって、入力軸のストロークを増大させることなく、大きな出力を発生させることができ、良好な操作フィーリングを得ることができる。

更に、大気弁開弁量増大手段の作動を、入力軸に加えられる入力に応じた圧力により制御しているため、機械的な係合手段等を不要にでき、大気弁開弁量増大手段の構造を簡単にできる。また、大気弁開弁量増大手段の組立を容易にでき、

しかもコストを安価にできる。更に、圧力制御で大気弁開弁量増大手段を作動していることから、その作動時の作動音の発生を抑制できる。

更に、本発明によれば、変圧室の圧力により大気弁開弁量増大手段の作動を制御するので、変圧室の圧力を直接利用できる。したがって、大気弁開弁量増大手段の構造をより一層簡単にでき、大気弁開弁量増大手段の組立をより一層容易にできる。

図面の簡単な説明

図1は、本発明に係る負圧倍力装置の実施の形態の、ブレーキ倍力装置に適用した例を非作動状態で示す断面図である。

図2は、図1における真空弁および大気弁の部分を拡大して示す部分拡大断面図である。

図3は、図1に示す例の負圧倍力装置における通常ブレーキ作動時の状態および中高減速時の状態を部分的に拡大して示す、図2と同様の部分拡大断面図である。

図4は、図1に示す例の負圧倍力装置の状態を部分的に示し、(a)は非作動状態を示す図、(b)は通常ブレーキ作動時の状態を示す図、(c)は中高減速時の状態を示す図である。

図5は、図1に示す例の負圧倍力装置における真空弁座部材の作動を説明し、(a)は中高減速時の状態を示す図、(b)は(a)における力学的に等価状態を示す図である。

図6は、図1に示す例の負圧倍力装置の入出力ストローク特性を示す図である。

図7は、図1に示す例の負圧倍力装置の入出力特性を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、図面を用いて、本発明を実施するための最良の形態について説明する。

図1は本発明に係る負圧倍力装置の実施の形態の、ブレーキ倍力装置に適用した例を非作動状態で示す断面図、図2は図1における真空弁および大気弁の部分を拡大して示す部分拡大断面図である。なお、以下の説明において、「前」およ

び「後」はそれぞれ各図において「左」および「右」を示す。

まず、この例の負圧倍力装置において、従来の一般的な負圧倍力装置と同じ構成部分については簡単に説明する。図1および図2において、1は負圧倍力装置、2はフロントシェル、3はリヤシェル、4はバルブボディ、5はパワーピストン、6はパワーピストン部材、7はダイヤフラム、8は定圧室、9は変圧室、10は弁プランジャ、11は入力軸、12は弁体、13は真空弁座、14は大気弁座、15は真空弁、16は大気弁、17は制御弁、18は弁ばね、19は大気導入通路、20は真空通路、21はキー部材、22は間隔部材、23はリアクションディスク、24は出力軸、25はリターンスプリング、26は負圧導入通路である。

なお、従来の一般的な負圧倍力装置と同様に、出力軸24がマスタシリンダのピストンを作動するようになっている。

次に、この例の負圧倍力装置1の、従来と異なる特徴部分の構成について説明する。

図2に示すように、この例の負圧倍力装置1では、バルブボディ4の軸方向の内孔4bに真空弁座部材（本発明の弁座部材に相当）27が摺動可能に嵌合されており、前述の真空弁座13はこの真空弁座部材27の後端に形成されている。したがって、真空弁座13もバルブボディ4に対して相対移動可能となっている。また、真空弁座部材27の前端には、内側に突出する環状のフランジ27aが形成されている。

そして、真空弁座部材27の外周面に設けられたカップシール等のシール部材28により、バルブボディ4の内孔4bの内周面と真空弁座部材27の外周面との間が少なくとも真空弁座部材27の前端から後端に向かう空気の流れを阻止するように気密に保持されている。更に、真空弁座部材27のフランジ27aの後面27bおよび前端面27cはともに常時変圧室9に連通されていて、これらの後面27bおよび前端面27cには常時変圧室9の圧力が作用するようになっている。

また、図3に示すように弁体12の真空弁部12bが真空弁座13に着座した状態において、真空弁座部材27における、真空弁部12bの着座位置より外周側の環状の外側後端面27dは常時定圧室8に連通されていて、この外側後端面

27 dには常時定圧室8の圧力が作用するようになっている。更に、弁体12の真空弁部12 bが真空弁座13に着座した状態において、真空弁座部材27における、真空弁部12 bの着座位置より内周側の環状の内側後端面27 eは変圧室9に連通するようになっている。この内側後端面27 eには変圧室9の圧力が作用するようになっている。したがって、負圧倍力装置1の作動時、変圧室9の圧力と定圧室8の圧力とに圧力差が生じると、この圧力差による力が真空弁座部材27に後方に向けて加えられるようになる。

図2に示すように、バルブボディ4の前端部の中心には、筒状のホルダ30がバルブボディ4と一体に固定されている。ホルダ30の前端部には、リアクションディスク23に当接する環状のフランジ30 aが外側に突出して形成されている。また、ホルダ30の後端部には、ホルダ側フック部30 bが外側に突出して形成されている。

ホルダ30内には間隔部材22が摺動可能に設けられている。負圧倍力装置1の非作動時、この間隔部材22の前端面とこの間隔部材22の前端面に対向するリアクションディスク23の後端面との間には、軸方向の所定の間隙Cが設定されている。

バルブボディ4の軸方向孔内には筒状部材29が配設されている。この筒状部材29の後端部には、外側に突出する環状のフランジ29 aが形成されているとともに、筒状部材29の前端部には、ホルダ側フック部30 bと軸方向に係合可能な筒状部材側フック部29 bが外側に突出して形成されている。また、真空弁座部材27のフランジ27 aと筒状部材29のフランジ29 aとの間には、ばね定数Kのスプリング31が縮設されており、このスプリング31のばね荷重で筒状部材29は常時後方に付勢されている。

そして、通常時は図2に示すように、筒状部材29は、筒状部材側フック部29 bがホルダ側フック部30 bと軸方向に係合することにより、それ以上の後方への移動が阻止されている。したがって、ホルダ30と筒状部材29とがバルブボディ4に対して一体的に軸方向に移動不能にされている。

一方、スプリング31のばね荷重で、真空弁座部材27は常時前方に付勢されていて、図2に示すように通常時はその前端の一部がバルブボディ4の内孔4 b

きいときはバルブボディ 4 に対して図 4 (c) および図 5 (a) に示す第 2 位置に位置決めされる。この移動時の真空弁座部材 2 7 のストローク量は、図 1, 図 2 および図 4 (a) に示す負圧倍力装置 1 の非作動時におけるフランジ 2 7 a の後面と筒状部材 2 9 の筒状部分の前端 2 9 c との間の間隙 L (L は図 2 に図示) の範囲内となる。

ところで、真空弁座部材 2 7 がバルブボディ 4 に対して後方へ相対的にストロークすると、大気弁 1 6 の大気弁部 1 2 a もバルブボディ 4 に対して真空弁座部材 2 7 の相対ストローク量 L'' と同じだけ後方へ相対ストロークする。このため、大気弁部 1 2 a と大気弁座 1 4 との間の開弁量が真空弁座部材 2 7 の相対ストロークしないと仮定した場合に比べて、入力軸 1 1 の入力ストローク量が同じであるとすると、真空弁座部材 2 7 の相対ストローク量 L'' だけ大きくなる。すなわち、真空弁 1 5 と大気弁 1 6 とがともに閉じてバランスした中間負荷状態では、入力軸 1 1 の入力ストローク量が同じである場合、バルブボディ 4 およびパワーピストン 5 のピストン部材 6 の各ストロークは、真空弁座部材 2 7 の相対移動しないと仮定した場合に比べて、真空弁座部材 2 7 の相対ストローク量 L'' だけ大きくなる。換言すると、真空弁座部材 2 7 の相対ストロークした場合と相対ストロークしないと仮定した場合とで、バルブボディ 4 およびパワーピストン 5 のピストン部材 6 の各ストローク量が同じであるとすると、真空弁座部材 2 7 の相対ストロークした場合の方が、入力軸 1 1 のストロークは真空弁座部材 2 7 の相対ストローク量 L'' だけ短縮される。

一方、前述の真空弁座部材 2 7 の相対ストローク時における出力軸 2 4 の出力ストロークも、前述のように入力軸 1 1 の入力ストローク量が同じであるとしたときに、バルブボディ 4 およびパワーピストン 5 のピストン部材 6 の各ストロークが増大することで増大する。しかし、中間負荷状態では図 4 (c) に示すようにリアクションディスク 2 3 が間隔部材 2 2 の方へ膨出してこのリアクションディスク 2 3 の軸方向の厚みが薄くなるため、前述のバルブボディ 4 およびパワーピストン 5 のピストン部材 6 の各ストロークの増大した相対ストローク量 L'' より小さくなる。したがって、図 6 に示すように出力軸 2 4 の出力ストロークの増大量 L' は、

$$L' = L'' \times \{1 - (1/SR1)\} \quad (1)$$

で与えられる。ここで、SR1は、低減速度（低G）領域のサーボ比SR1である。

この式（1）が得られる過程を説明すると、中高減速度（中高G）領域でブレーキ操作が行われると、前述のようにリアクションディスク23が間隔部材22の方へ膨出して軸方向に薄くなるが、その軸方向に薄くなった量をL1とする。そして、間隔部材22の断面積をA1、リアクションディスク23の断面積をA2とすると、前述のようにバルブボディ4およびパワーピストン5のピストン部材6の各ストロークがストローク量L''だけ増大するから、

$$L'' \times A1 = L1 \times A2 \quad (2)$$

という関係が成立する。いま、サーボ比SR1が（A2/A1）であるから、この式（2）をL1について変形すると、

$$L1 = L'' \times (1/SR1) \quad (3)$$

となる。すなわち、リアクションディスク23の膨出により、リアクションディスク23の軸方向厚みは、L''/SR1だけ少なくなる。したがって、出力軸24の出力ストロークの増大したストローク量L'は、

$$L' = L'' - (L''/SR1) = L'' \times \{1 - (1/SR1)\} \quad (4)$$

で表される。

そして、図6に示すように中間負荷状態の中高減速度（中高G）領域では、真空弁座部材27の相対ストロークした場合（図6に実線で示す）と相対ストロークしないと仮定した場合（図6に点線で示す）とで、出力軸24のストロークが同じストローク量αであるとする、真空弁座部材27の相対ストロークした場合の方が、入力軸11のストロークはストローク量βだけ短縮される。

ところで、この例の負圧倍力装置1では、真空弁座部材27のフランジ27aの後面が筒状部材29の筒状部分の前端29cに当接する直前に、負圧倍力装置1が全負荷状態になる、つまり真空弁座部材27に作用する変圧室9の圧力が大気圧となるように設定されている。したがって、前述の真空弁座部材27の相対移動時でのバルブボディ4に対する真空弁座部材27の相対ストローク量L''の最大ストローク量L''_{max}は間隙Lより若干小さくなる（L''_{max}<L）。すなわ

ち、入力軸 1 1 の最大短縮ストローク量は L''_{\max} で与えられる。

また、図 6 に示すようにこのときの出力軸 2 4 の出力ストロークの増大する最大ストローク量 L'_{\max} は 1

$$L'_{\max} = L''_{\max} \times \{1 - (1 / SR1)\} \quad (5)$$

で与えられる。

そして、真空弁座部材 2 7 が弁体 1 2 の真空弁部 1 2 b を押しながら後方に突出することから、弁体 1 2 が後方に移動し、かつ弁体 1 2 の大気弁部 1 2 a も後方に移動するようになっている。このため、図 3 および図 4 (b) に示す通常ブレーキ作動時の大気弁 1 6 が閉じている状態より、大気弁部 1 2 a が大気弁座 1 4 から更に大きく離座する。つまり、大気弁 1 6 の開弁量が大きくなるようにされている。このようにして、真空弁座部材 2 7 とスプリング 3 1 とにより、本発明のストローク短縮機構、つまり大気弁開弁量増大手段が構成されており、この大気弁開弁量増大手段の作動は変圧室 9 の圧力と定圧室 8 の圧力との圧力差により制御される。

この真空弁座部材 2 7 の移動について具体的に説明する。図 5 (a) に示すように真空弁座部材 2 7 が移動しかつ真空弁 1 5 および大気弁 1 6 がともに閉じて制御弁 1 7 がバランス状態にある中間負荷状態で、真空弁座部材 2 7 に加えられる圧力差による力を考える。ここで、図 5 (a) に示す制御弁 1 7 のバランス状態は、真空弁座部材 2 7 と弁体 1 2 とが互いに当接して一体となるため、図 5 (b) に示すように互いに一体になった真空弁座部材 2 7 および弁体 1 2 に加えられる力の等価状態としてみなすことができる。

いま、図 5 (b) において、真空弁座部材 2 7 および弁体 1 2 に加えられる圧力差による力を F_P 、定圧室 8 の圧力を P_{v0} 、変圧室 9 の圧力を P_v 、大気圧を P_a 、真空弁座部材 2 7 の環状の前端面 2 7 c の、変圧室圧力 P_v を受ける有効受圧面積を A_L 、真空弁部の真空弁座部材 2 7 への着座時における真空弁座部材 2 7 の着座点より内側の環状の後端面 2 7 e およびフランジ 2 7 a の後面 2 7 b の、変圧室圧力 P_v を受ける有効受圧面積を A_v 、弁体 1 2 の大気圧 P_a を受ける有効受圧面積を A_P とし、更に $A_P \cong A_v$ に設定されているとともに、大気弁部 1 2 a の大気弁座 1 4 への着座位置の径が弁体 1 2 の有効受圧面積を A_P の有効径とほぼ一致

するように設定されているとすると、真空弁座部材 27 および弁体 12 に加えられる圧力差による力 F_P は、

$$F_P = (P_v - P_{v0}) \cdot (A_L - A_v) \quad (6)$$

で与えられ、この力 F_P が真空弁座部材 27 および弁体 12 を後方に向けて押圧するようになる。

一方、スプリング 31 のばね荷重 F_s および弁ばね 18 のばね荷重 f_s が前方に向けて押圧している。したがって、前述の力 F_P がこれらのばね荷重の和 ($F_s + f_s$) より大きくなると、真空弁座部材 27 が後方に移動するようになる。ここで、弁ばね 18 のばね荷重 f_s はその絶対値が小さくしかもスプリング 31 のばね荷重 F_s に比べてきわめて小さく ($F_s \gg f_s$) 設定されることで、実質的に力 F_P がばね荷重 F_s より大きいとき ($F_P > F_s$) に、真空弁座部材 27 が後方に移動し、力 F_P がばね荷重 F_s 以下であるとき ($F_P \leq F_s$) に、真空弁座部材 27 は後方に移動しない。

そして、変圧室 9 の圧力が上昇して、力 F_P がセットばね荷重 F_{s0} より大きくなると、真空弁座部材 27 が後方に移動開始するようになる。この真空弁座部材 27 が移動する時の変圧室 9 の圧力 P_v は、

$$P_v > \{F_s / (A_L - A_v)\} + P_{v0} \quad (7)$$

で与えられる。なお、その場合真空弁座部材 27 が移動するためには、 $A_L > A_v$ および $A_L > A_P$ に設定しなければならないことは言うまでもない。

式 (7) を満足しない変圧室 9 の圧力 P_v の領域は、負圧倍力装置 1 の出力が図 7 に示す入出力特性において所定出力 F_1 以下の出力領域であり、この領域では、入力が比較的小さく、ブレーキによる減速度が従来の比較的低重量（積載荷重を含む）の車輛における通常ブレーキ作動時と同じで、比較的高重量（積載荷重を含む）の車輛に対して低減速度（低 G）領域として設定されている。この低減速度（低 G）領域は通常ブレーキ作動領域であり、この低 G 領域では、サーボ比が従来の通常ブレーキ作動時とほぼ同じ比較的小さいサーボ比 SR_1 となる。

また、式 (7) を満足する変圧室 9 の圧力 P_v の領域は、負圧倍力装置 1 の出力が所定出力 F_1 より大きい出力領域であり、この領域では、入力が比較的大きく、ブレーキによる減速度が比較的高重量（積載荷重を含む）の車輛に対して中高減

速度（中高G）領域として設定されている。この中高減速度（中高G）領域では、真空弁座部材27が後方に突出して弁体12を後方に押動し、その結果、大気弁16の開弁量が同じ入力で通常ブレーキ作動時より大きくなることから、サーボ比が低減速度（低G）領域で設定されている従来の通常ブレーキ作動時のサーボ比SR1より大きいサーボ比SR2（ $SR2 > SR1$ ）となる。

このサーボ比SR2について詳述する。この例の負圧倍力装置1では、次のようにしてサーボ比SR2を得ている。すなわち、前述のように大気弁16の開弁量を若干大きくし変圧室9の圧力を上昇させて出力を若干ジャンプアップさせる。そして、サーボ比SR1の状態での出力のジャンプアップを繰り返してミクロ的に見て出力を小さなステップ量の階段状に上昇させることで、マクロ的には見かけ上、サーボ比SR1より大きなサーボ比SR2が得られるようになる。

ところで、この例の負圧倍力装置1では、真空弁座部材27を付勢するスプリング31のばね定数Kおよびセットばね荷重 F_{s0} は、ともに任意に設定可能である。そして、この例の負圧倍力装置1の図7に示す入出力特性において、小さなサーボ比SR1から大きなサーボ比SR2に変わる変化点（レシオ点） γ の入力である設定入力 F_0 は、スプリング31のセットばね荷重 F_{s0} を変えることで上下させることができる。また、サーボ比SRは、スプリング31のばね定数Kを変えることによって大小変化させることが可能となる。また、前述の間隙Lも任意に設定可能である。

したがって、この例の負圧倍力装置1は、スプリング31のばね定数Kおよびセットばね荷重 F_{s0} と真空弁座部材27のストローク量Lとを搭載される車両に応じて設定することで、1つの形式で種々の車種のブレーキ倍力装置にその車種に応じて容易にかつよりの確に適用可能となる。

次に、この例の負圧倍力装置1の作動について説明する。

（負圧倍力装置の非作動時）

負圧倍力装置1の定圧室8には負圧導入通路26を通して常時負圧が導入されている。また、図1および図2に示す負圧倍力装置1の非作動状態では、キー部材21がリヤシエル3に当接して後退限となっている。したがって、このキー部材21によってバルブボディ4および弁プランジャ6が後退限にされ、更にパワ

ーピストン5、入力軸11および出力軸24も後退限となっている。この非作動状態では、弁体12の大気弁部12aが大気弁座14に着座して大気弁16が閉じ、かつ弁体12の真空弁部12bが第1真空弁座13および第2真空弁座27gから離座して真空弁15が開いている。したがって、変圧室9は大気から遮断されかつ定圧室8に連通して変圧室9に負圧が導入されており、変圧室9と定圧室8との間に実質的に差圧が生じていない。

このため、真空弁座部材27には圧力差による力が後方に向けて加えられておらず、真空弁座部材27はスプリング31のばね力で、その前端面27cの一部がバルブボディ4の内孔4bの底部4b₁に当接した図2に示す位置に位置決めされている。

(負圧倍力装置の低減速度領域での通常ブレーキ作動時)

通常ブレーキを行うためにブレーキペダルが通常ブレーキ作動時での踏込速度で踏み込まれると、入力軸11が前進して弁プランジャ10が前進する。弁プランジャ10の前進により、弁体12の真空弁部12bが真空弁座13に着座して真空弁15が閉じるとともに大気弁座14が弁体12の大気弁部12aから離れて、大気弁16が開く。すなわち、変圧室9が定圧室8から遮断されるとともに大気に連通される。したがって、大気が大気導入通路19および開いている大気弁16を通して変圧室9に導入される。その結果、変圧室9と定圧室8との間に差圧が生じてパワーピストン5が前進し、更にバルブボディ4を介して出力軸24が前進して図示しないマスタシリンダのピストンが前進する。

また、弁プランジャ10の前進で間隔部材22も前進するが、まだ間隔部材22は間隙Cによりリアクションディスク23に当接するまでには至らない。したがって、出力軸24から反力がリアクションディスク23から間隔部材22に伝達されないで、この反力は弁プランジャ10および入力軸11を介してブレーキペダルにも伝達されない。入力軸11が更に前進すると、パワーピストン5も更に前進し、バルブボディ4および出力軸24を介してマスタシリンダのピストンが更に前進する。

マスタシリンダ以降のブレーキ系のロスストロークが消滅すると、負圧倍力装置1は実質的に出力を発生し、この出力でマスタシリンダがマスタシリンダ圧

(液圧)を発生し、このマスタシリンダ圧でホイールシリンダが作動してブレーキ力を発生する。

このとき、マスタシリンダから出力軸 2 4 に加えられる反力によって、図 3 および図 4 (b) に示すようにリアクションディスク 2 3 が後方に膨出し、間隙 C が消滅してリアクションディスク 2 3 が間隔部材 2 2 に当接する。これにより、出力軸 2 4 からの反力はリアクションディスク 2 3 から間隔部材 2 2 に伝達され、更に弁ブランジャ 1 0 および入力軸 1 1 を介してブレーキペダルに伝達されて運転者に感知されるようになる。すなわち、図 7 に示すように負圧倍力装置 1 は通常ブレーキ作動時のジャンピング特性を発揮する。このジャンピング特性は、従来の一般的な負圧倍力装置のジャンピング特性とほぼ同じである。

低減速度 (低 G) 領域内で通常ブレーキが作動される場合には、ペダル踏力による負圧倍力装置 1 の入力が比較的小さい。この低減速度 (低 G) 領域では、出力が所定出力以下の出力領域であり、前述のように変圧室 9 の圧力 P_v が式 (7) を満たさない。このため、真空弁座部材 2 7 は移動しなく、サーボ比は従来の通常ブレーキ作動時とほぼ同じ比較的小さなサーボ比 $S R 1$ となる。したがって、負圧倍力装置 1 の出力がペダル踏力による入力軸 1 1 の入力をこのサーボ比 $S R 1$ で倍力した大きさになると、大気弁部 1 2 a が大気弁座 1 4 に着座して大気弁 1 6 も閉じて中間負荷のバランス状態となる (真空弁 1 5 は、真空弁部 1 2 b が真空弁座 1 3 に着座して既に閉じている)。こうして、図 7 に示すように低減速度 (低 G) 領域においては、通常ブレーキ作動時のペダル踏力をサーボ比 $S R 1$ で倍力したブレーキ力で通常ブレーキが作動する。

図 3 および図 4 (b) に示す通常ブレーキ作動時での負圧倍力装置 1 の大気弁 1 6 および真空弁 1 5 がともに閉じている状態から、通常ブレーキを解除するために、ブレーキペダルを解放すると、入力軸 1 1 および弁ブランジャ 1 0 がともに後退するが、バルブボディ 4 および真空弁座部材 2 7 は変圧室 9 に空気 (大気) が導入されているので、直ぐには後退しない。これにより、弁ブランジャ 1 0 の大気弁座 1 4 が弁体 1 2 の大気弁部 1 2 a を後方に押圧するので、真空弁部 1 2 b が真空弁座 1 3 g から離座し、真空弁 1 5 が開く。すると、変圧室 9 が開いた真空弁 1 5 および真空通路 2 0 を介して定圧室 8 に連通するので、変圧室 9

に導入された空気は、開いた真空弁 15、真空通路 20、定圧室 8 および負圧導入通路 26 を介して真空源に排出される。

これにより、変圧室 9 の圧力が低くなって変圧室 9 と定圧室 8 との差圧が小さくなるので、リターンズプリング 25 のばね力により、パワーピストン 5、バルブボディ 4 および出力軸 24 が後退する。バルブボディ 4 の後退に伴い、マスタシリンダのピストンのリターンズプリングのばね力によってマスタシリンダのピストンおよび出力軸 24 も後退し、通常ブレーキが解除開始される。

キー部材 21 が図 1 に示すようにリヤシェル 3 に当接すると、キー部材 21 は停止してそれ以上後退しなくなる。しかし、バルブボディ 4、真空弁座部材 27、弁プランジャ 10 および入力軸 11 が更に後退する。そして、弁プランジャ 10 が図 2 に示すようにキー部材 21 に当接してそれ以上後退しなくなり、更に、バルブボディ 4 のキー溝 4a の前端 4a₁ が図 2 に示すようにキー部材 21 に当接して、バルブボディ 4 がそれ以上後退しなくなる。こうして、負圧倍力装置 1 は図 1、図 2 及び図 4 (a) に示す初期の非作動状態になる。したがって、マスタシリンダが非作動状態になってマスタシリンダ圧が消滅するとともに、ホイールシリンダも非作動状態になってブレーキ力が消滅して、通常ブレーキが解除される。
(負圧倍力装置の中高減速度領域での通常ブレーキ作動時)

通常ブレーキ作動時において低減速度 (低 G) より大きな減速度の中高減速度領域で通常ブレーキ作動を行う場合には、ペダル踏力による負圧倍力装置 1 の入力が高減速度 (低 G) 領域での通常ブレーキ作動時より大きく設定される。入力が大きくなると変圧室 9 の圧力 P_v も大きくなるが、図 7 に示すように入力が、変圧室 9 の圧力 P_v が式 (7) を満たすような設定入力 F_0 以上になると、負圧倍力装置 1 の入出力特性は中高減速度 (中高 G) 領域となり、出力が所定出力より大きい出力領域となる。

この中高減速度 (中高 G) 領域では変圧室 9 の圧力 P_v が式 (7) を満たすことから、真空弁座部材 27 は弁体 12 を押しながら後方に移動する。このため、大気弁部 12a が大気弁座 14 から通常時より大きく離間し、大気弁 16 が大きく開く。したがって、図 7 に示すように中高 G 領域においては、前述のようにサーボ比は従来の通常ブレーキ作動時より大きなサーボ比 $S R_2$ となる。すなわち、

負圧倍力装置 1 の出力が入力軸 1 1 の入力をこのサーボ比 $S R 2$ で倍力した大きさになると、前述と同様に大気弁部 1 2 a が大気弁座 1 4 に着座して大気弁 1 6 も閉じて中間負荷のバランス状態となる（真空弁 1 5 は、真空弁部 1 2 b が真空弁座 1 3 に着座して既に閉じている）。こうして、中高減速度（中高 G ）領域において、ペダル踏力をサーボ比 $S R 2$ で倍力した低減速度（低 G ）領域での通常ブレーキ作動時より大きなブレーキ力でブレーキが作動する。その場合、負圧倍力装置 1 は、この中高減速度（中高 G ）領域においては、ペダル踏力つまり負圧倍力装置 1 の入力が大きいが、サーボ比 $S R 1$ の通常ブレーキ作動時での入力と同じ入力で、通常ブレーキ作動時より大きな出力が得られるようになる。

また、中高減速度（中高 G ）領域の作動時では、真空弁座部材 2 7 が低減速度（低 G ）領域での作動時より後方にストローク量 L'' だけ移動することから、出力ストロークがこのストローク量 L に応じて大きくなる。換言すると、図 6 に示すように同じ出力ストローク α を得る場合、図 7 に実線で示す中高減速度（中高 G ）領域での入力ストローク量は、図 7 に点線で示す低減速度（低 G ）領域でのサーボ比 $S R 1$ の通常作動時の出力ストロークに対する入力ストロークの変化率（傾き）で変化した場合における入力ストローク量よりもストローク量 β だけ小さくなり、入力軸 1 1 のストロークつまりブレーキペダルのストロークが短縮される。

図 4（c）および図 5（a）に示す真空弁座部材 2 7 の作動時での負圧倍力装置 1 の大気弁 1 6 および真空弁 1 5 がともに閉じている状態から、通常ブレーキを解除するために、ブレーキペダルを解放すると、前述と同様にして真空弁 1 5 が開き、変圧室 9 に導入された空気が、開いた真空弁 1 5、真空通路 2 0、定圧室 8 および負圧導入通路 2 6 を介して真空源に排出される。

これにより、前述と同様に変圧室 9 の圧力が低下し、リターンスプリング 2 5 のばね力により、パワーピストン 5、バルブボディ 4 および出力軸 2 4 が後退する。バルブボディ 4 の後退に伴い、マスタシリンダのピストンのリターンスプリングのばね力によってマスタシリンダのピストンおよび出力軸 2 4 も後退し、ブレーキが解除開始される。

変圧室 9 の圧力 P_v が式（7）を満たさなくなると、スプリング 3 1 のばね荷重

F_sにより、真空弁座部材 2 7 がバルブボディ 4 に対して前方に相対的に移動して、真空弁座部材 2 7 は図 2 に示す非作動位置になる。これにより、真空弁部 1 2 b が真空弁座 1 3 g から大きく離座して真空弁 1 5 が大きく開くので、変圧室 9 内の空気は多く排出されて、低減速度（低 G）領域での通常ブレーキ作動状態になる。これ以後、前述の低減速度（低 G）領域での通常ブレーキ作動の場合と同様であり、最終的に負圧倍力装置 1 の移動した部材はすべて図 2 に示す非作動位置になり、低減速度（低 G）領域での通常ブレーキ作動時より大きな入力によるブレーキが解除される。

このようにブレーキシステムに適用したこの例の負圧倍力装置 1 によれば、中高減速度（中高 G）領域で出力軸 2 4 の大きなストロークを得る場合、入力軸 1 1 のストローク量を、低減速度（低 G）領域での出力に対する前記入力軸の操作ストローク量の変化率で変化した場合においてこの大きなストロークを得るために必要なストローク量より短縮させることができる。これにより、低減速度（低 G）領域での通常ブレーキ作動時の減速度よりも大きな減速度を得る場合に、低減速度（低 G）領域での通常ブレーキ作動時のサーボ比 S R 1 でこの大きな減速度を得るために必要なブレーキペダルの踏み込み量より小さなペダル踏み込み量で、所望の大きな減速度を得ることができる。したがって、車両重量が大きい車輛等の中高減速度（中高 G）領域での通常ブレーキ作動時に低減速度（低 G）領域での通常ブレーキ作動時より大きなブレーキ力を必要とする車輛に対して、ブレーキフィーリングをより効果的に良好にできる。

なお、前述の例では、真空弁座部材 2 7 のフランジ 2 7 a の後面が筒状部材 2 9 の筒状部分の前端 2 9 c に当接する直前に、負圧倍力装置 1 が全負荷状態になるとしているが、真空弁座部材 2 7 のフランジ 2 7 a の後面が筒状部材 2 9 の筒状部分の前端 2 9 c に当接した時点で負圧倍力装置 1 が全負荷状態になるようにすることもできるし、真空弁座部材 2 7 のフランジ 2 7 a の後面が筒状部材 2 9 の筒状部分の前端 2 9 c に当接した後に負圧倍力装置 1 が全負荷状態になるようにすることもできる。これらの場合には、入力軸 1 1 の最大短縮ストローク量は L となる。

また、前述の例では、変圧室 9 の圧力と定圧室の圧力との圧力差により真空弁

座部材 27 の作動制御しているが、本発明はこれに限定されるものではなく、変圧室 9 の圧力のみあるいは変圧室 9 の圧力と他の一定圧力との圧力差により、真空弁座部材 27 の作動を制御することもできる。更に、変圧室 9 の圧力に代えて、入力軸 11 に加えられる入力に応じた圧力により、真空弁座部材 27 の作動を制御することもできる。

更に、前述の例では、本発明を 1 つのパワーピストン 5 を有するシングル型の負圧倍力装置に適用しているが、本発明は複数のパワーピストン 5 を有するタンデム型の負圧倍力装置に適用することもできる。

更に、前述の例では、本発明の負圧倍力装置をブレーキシステムに適用しているが、負圧倍力装置を用いる他のシステムや装置に適用することができる。

産業上の利用可能性

本発明の負圧倍力装置は、自動車のブレーキ倍力システムにおけるブレーキ倍力装置等の倍力システムにおける倍力装置に好適に用いることができる。

請求の範囲

1. シェル内に対して進退自在に配設されたバルブボディと、このバルブボディに設けられて、前記シェル内を負圧が導入される定圧室と作動時に大気が入力される変圧室とに区画するパワーピストンと、入力軸に連結されかつ前記バルブボディ内に摺動自在に配設された弁プランジャと、この弁プランジャの作動により前記定圧室と前記変圧室との間の連通または遮断を制御する真空弁および前記変圧室と少なくとも大気との間を遮断または連通を制御する大気弁とを少なくとも備えている負圧倍力装置において、

所定出力より大きい出力領域での前記入力軸の操作ストローク量を、前記所定出力以下の出力領域での出力に対する前記入力軸の操作ストローク量の変化率で変化した場合における、前記所定出力より大きい出力領域での前記入力軸の操作ストローク量より短縮させるストローク短縮機構を備えていることを特徴とする負圧倍力装置。

2. 前記ストローク短縮機構は、前記所定出力より大きい出力領域で作動して、前記大気弁の開弁量を通常作動時の開弁量より大きくする大気弁開弁量増大手段であり、この大気弁開弁量増大手段の作動は前記入力に応じた圧力により制御されることを特徴とする請求項1記載の負圧倍力装置。

3. 前記大気弁開弁量増大手段の作動を制御する圧力は、前記変圧室の圧力であることを特徴とする請求項2記載の負圧倍力装置。

4. 前記真空弁は弁体とこの弁体が着離座可能な真空弁座とを有するとともに、前記大気弁は前記弁体とこの弁体が着離座可能な大気弁座とを有し、更に、前記大気弁開弁量増大手段は、一端側に前記真空弁座が設けられた弁座部材を有しており、

前記弁座部材は前記バルブボディに、前記所定出力以下の出力領域で位置する第1位置と前記所定出力より大きい出力領域で位置する第2位置との間で移動可能に設けられており、この弁座部材の移動は前記変圧室の圧力により制御されることを特徴とする請求項3記載の負圧倍力装置。

5. 前記弁座部材の移動は前記変圧室の圧力と前記定圧室の圧力との圧力差により制御されることを特徴とする請求項4記載の負圧倍力装置。

要約書

本発明の負圧倍力装置（１）は、低減速度領域での通常ブレーキ作動時、真空弁座部材（２７）に加えられる、変圧室の圧力と定圧室の圧力との圧力差による力が、スプリング（３１）のセットばね荷重および弁ばね（１８）のばね荷重の和以下である。したがって、真空弁座部材（２７）が移動しなく、小さなサーボ比で通常ブレーキ作動が行われる。また、中高減速度領域での通常ブレーキ作動時、前述の圧力差による力が前述のばね荷重の和より大きく、真空弁座部材（２７）が弁体（１２）を押しながら、後方に移動する。したがって、ペダルストロークが短縮しつつ、大気弁（１６）の開弁量が大きくなって大きなサーボ比で中高減速度のためのブレーキ作動が行われる。これにより、ブレーキ操作フィーリングを向上することができる。

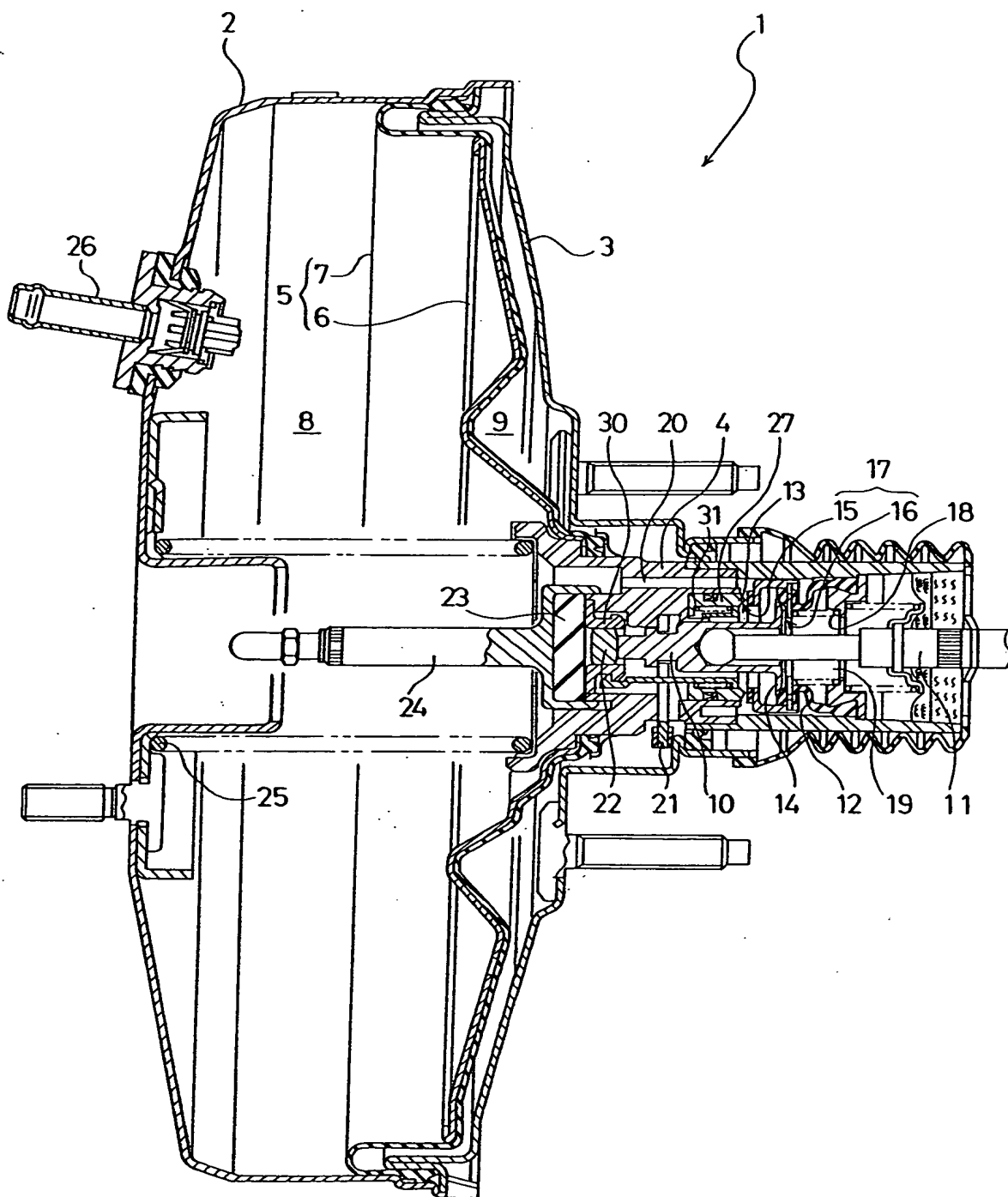


图 1

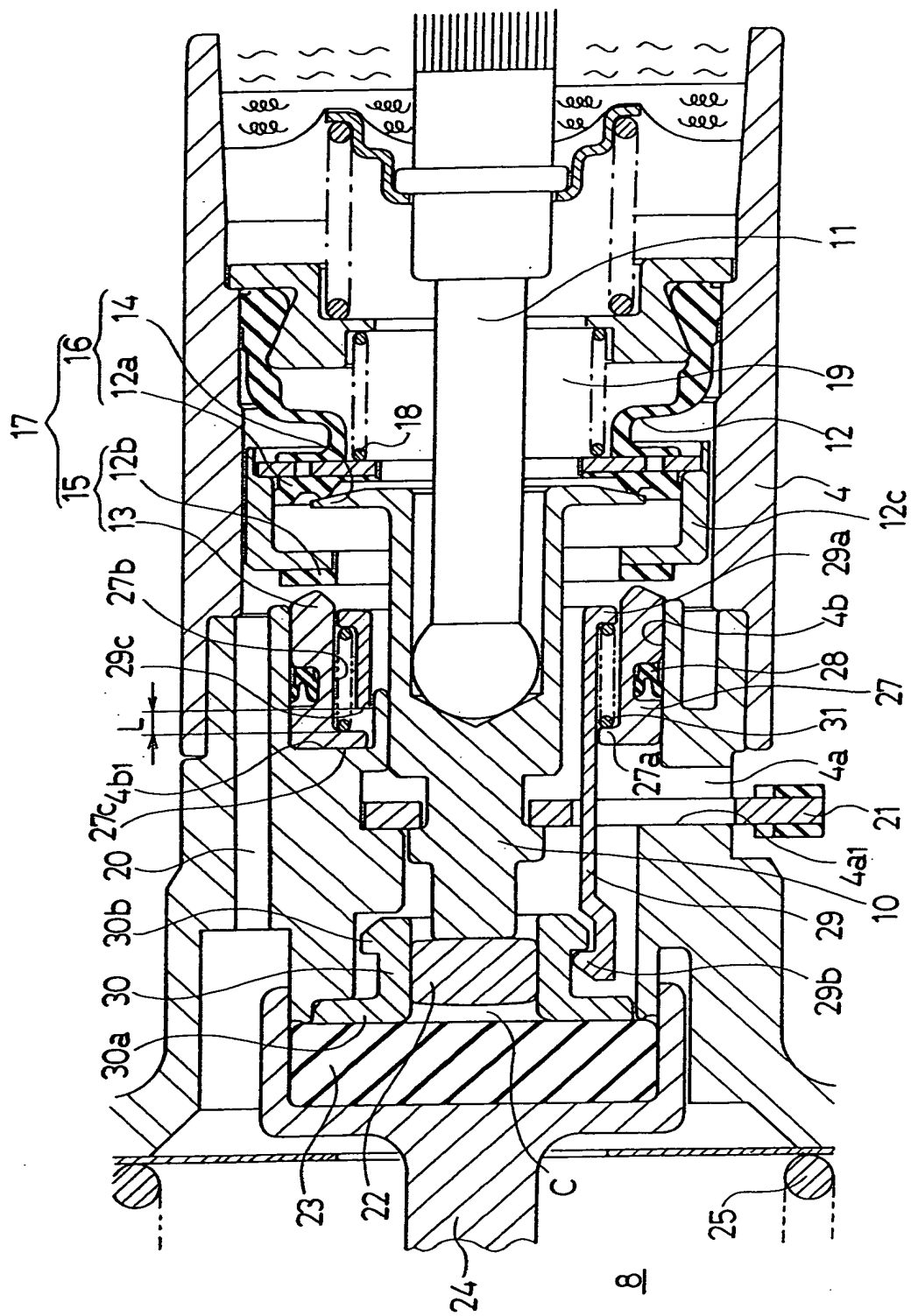


图 2

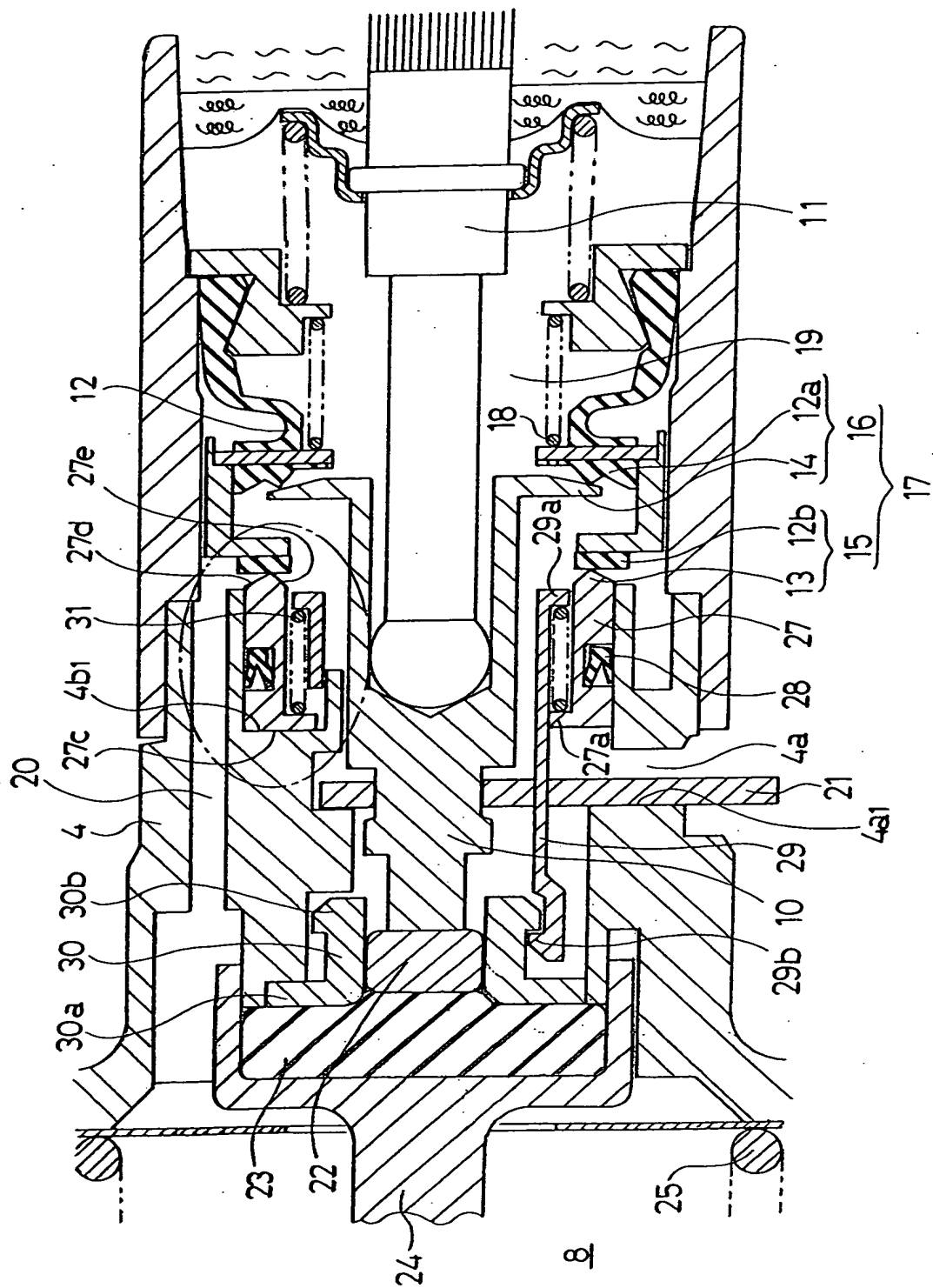


图 3

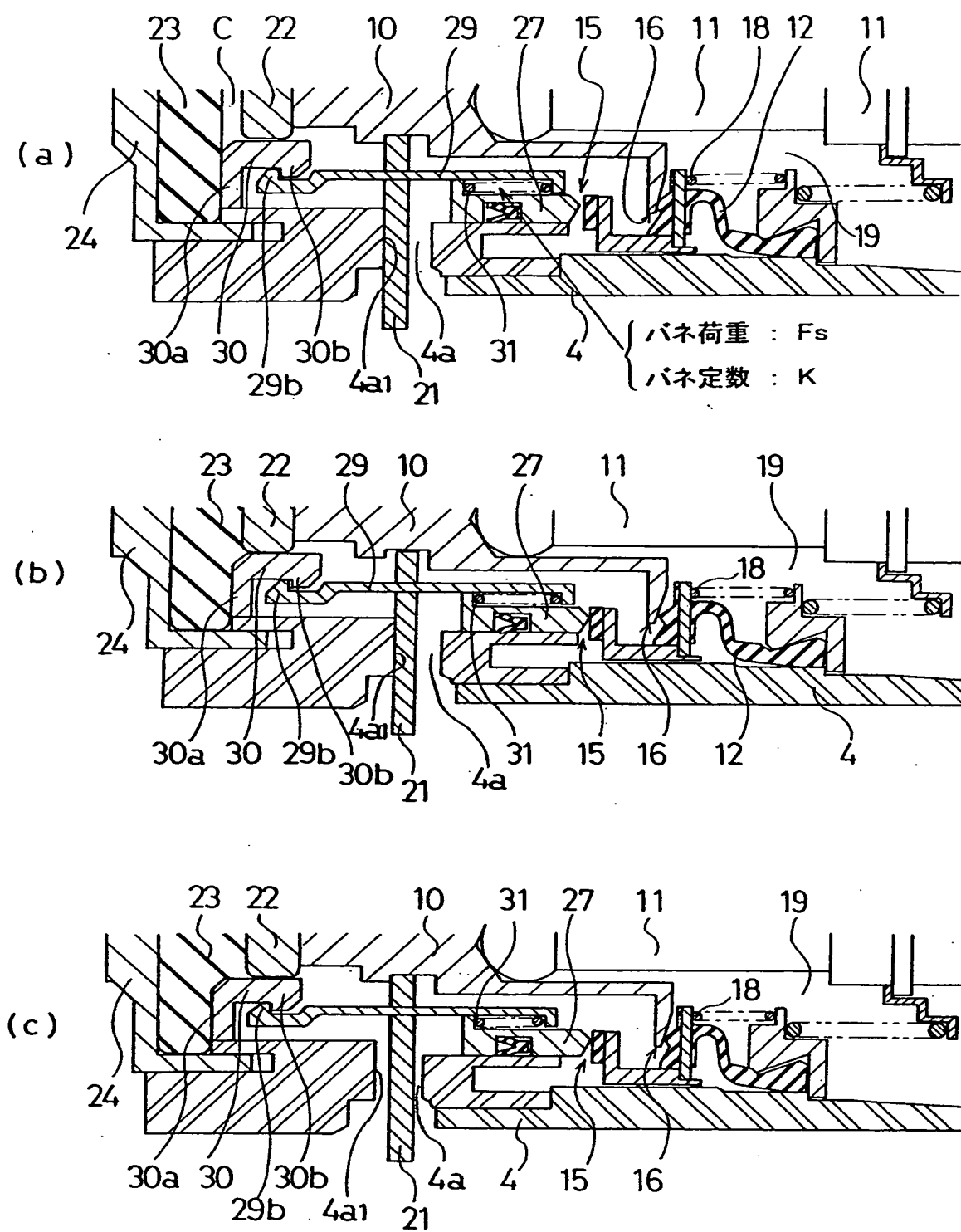


図 4

